

# TRANSLATION ACES

29 Broadway ♦ Suite 2301

New York, NY 10006-3279

Tel. (212) 269-4660 ♦ Fax (212) 269-4662



BEST AVAILABLE COPY

[Translation from Japanese

Kokai Utility Model S61-107989/1986

(19) Japanese Patent Office (JP)

(12) Official Gazette for Kokai Utility Model Applications (U)

(11) Publication (Kokai) of Unexamined Utility Model Application No. S61-107989/1986

(43) Publication Date: July 9, 1986

(51)	Int. Cl. <sup>4</sup>	I.D. Symbol	Internal Ref. No.
	F 04 C 18/344		J-8210-3H
	// F 04 C 29/08		A-8210-3H

Examination request status: Not requested (Total pages)

(54) Title of Device: **Rotary Compressor**

(21) Util. Mod. Appln. No. S59-1992884/1984

(22) Filing Date: December 21, 1984

(72) Creator Kiichi Shinto  
c/o Nihon Radiator Co., Ltd., Sano Plant  
No. 8 Sakae-machi, Sano City

(71) Applicant Nihon Radiator Co., Ltd.  
5-24-15 Minamidai, Nakano-ku, Tokyo Prefecture

(74) Agent Mikio Yata, Patent Attorney

[Seal Illegible]

### **Specification**

1. Title of Device

**Rotary Compressor**

2. Utility Model Registration Claim

A rotary compressor configured such that slide vanes (5) are provided in a rotor (3) accommodated in the bore of a cylinder (1), and such that a fluid to be compressed flows into the bore from an intake port (6) while the slide vanes (5) slide along the inner circumferential wall of said bore; comprising: an on-off valve (12) for opening and closing said intake port (6) provided in a passageway communicating to said intake port (6); drive means (13) for driving that on-off valve (12); and control means for controlling the time said on-off valve (12) is opened or closed by the drive means (13).

3. Detailed Description of the Device

(Field of Industrial Utilization)

This model relates to improvements in a rotary compressor.

(Prior Art)

Rotary compressors include, for example, those having the structures described in Kokai Utility Model No. S58-106,579 (gazette) and Kokai Utility Model No. S58-151,391 (gazette), one example whereof is diagrammed in Figs. 4 and 5. As diagrammed in Figs. 4 and 5, a shaft 2 that is rotationally driven by a drive source (not shown in the drawings) is attached inside a cylinder 1, and vanes 5 are severally accommodated in vane channels 4 formed in a plurality in a rotor 3 that is integral with the shaft 2. Thereupon, as the shaft 2 turns, the vanes 5 will slide along the inner circumferential wall inside the cylinder 1, and coolant taken into compression chambers A and B formed inside the cylinder 1 from intake ports 6 provided respectively therein

will be compressed inside the compression chambers A and B, and, having been compressed, will be discharged to the outside from discharge ports 7.

As diagrammed in Fig. 4, moreover, a main compressor body 10 is formed by the cylinder 1 and left and right side blocks 8 and 9, in which left and right side blocks 8 and 9, respectively, oil passage holes 11 are formed. Lubricating oil T inside a casing 20 which accommodates the main compressor body 10, due to the pressure on the coolant gas, passes through these oil passage holes 11 and 11a and is supplied both to (a) bearing(s) and into the vane channels 4 as indicated by the arrows. By the pressure on this oil, pressure is supplied to the bottom surfaces of the vanes 5, thereby providing both for the lubrication of the vanes 5 and causing the tips of the vanes 5 to press against the inner circumferential wall of the cylinder 1.

#### (Problems the Device Would Resolve)

In a rotary compressor such as described above, the volume of coolant discharged from the discharge ports 7 will be proportional to the rpm, wherefore, in applications wherein it is not necessary to raise the cooling performance above a certain level, as particularly in automobile air conditioners, unnecessary performance will be produced at high turning [speeds], resulting in a rise in the average discharge pressure of the coolant, a rise in the discharge temperature, and/or an increase in the motive power driving the rotary compressor, and the cooling performance will become unnecessarily high, which may be contrary to the interests of energy savings.

An object of the present model, which was created in view of such problems as these, is to provide a rotary compressor that is structured such that passageways communicating to the intake ports 6 provided respectively in the compression chambers A and B in the rotary compressor can be opened and closed by solenoid valves provided respectively in those passageways, and wherein also the average coolant discharge capacity can be varied by regulating at will the time those solenoid valves are open or closed, so that performance is effected commensurate with the load demand.

#### (Means for Resolving Problems)

In order to resolve such problems, in the present model, a rotary compressor is configured such that slide vanes are provided in a rotor accommodated in the bore of a cylinder, and such that a fluid to be compressed flows into the bore from an intake port while the slide vanes slide along the inner circumferential wall of the bore, comprising: an on-off valve for opening and closing the intake port provided in a passageway communicating to the intake port, drive means for driving the on-off valve, and control means for controlling the time the on-off valve are opened or closed by the drive means.

#### (Embodiments)

An embodiment of the present model is now described in detail with reference to the drawings. Fig. 1 is a section of a rotary compressor of the present model, Fig. 2 is a detailed diagram of an on-off valve for a rotary compressor of the present model, and Fig. 3 is a control circuit schematic for a solenoid valve for a rotary compressor of the present model. The same symbols are affixed to features common with those indicated in Fig. 4 and 5, moreover, and no further description thereof is given.

As diagrammed in Fig. 1, in the passageways of the present model that communicate with the intake ports 6 provided respectively in the compression chambers A and B, as indicated in Fig. 5, solenoid valves 14 are respectively provided, being configured by a spool valve 12 for controlling the interruption and passing of coolant flowing through the passageways, and an electromagnetic coil 13 for driving that spool valve 12. The enlarged structure of the solenoid valve 14 is represented in Fig. 2. This spool valve 12, when current is not passing through the electromagnetic coil 13, is pressed in the B direction in the drawing by the elastic force of a spring 15, whereupon the passageway is put into a closed condition. When current is passed through the electromagnetic coil 13, however, due to the electromagnetic force of the

electromagnetic coil 13, the spool valve 12 is pulled in the A direction in the drawing, whereupon the passageway opens, and the coolant is directed to the intake port 6. The control circuit for the solenoid valve 14 diagrammed in Fig. 3 is configured by a reference voltage comparator circuit configured by resistors  $R_1$ ,  $R_2$ , and  $R_3$ , capacitor  $C_1$ , and op amp  $OP_1$ , a timer circuit configured by resistors  $R_5$ ,  $R_6$ , and  $R_7$ , capacitor  $C_2$ , and op amp  $OP_2$ , and a solenoid valve drive circuit configured by op amp  $OP_3$  and transistor  $TR_1$ .

In the control circuit, when a reference voltage is output by the reference voltage comparator circuit, the input voltage value is integrated by an integrating circuit formed by resistor  $R_5$  and capacitor  $C_2$  provided in the timer circuit, and output from the timer circuit. That output is input to the solenoid drive circuit, and that input voltage value and the voltage difference  $V_3$  between an internal temperature sensor provided inside a vehicle and an outside air temperature sensor provided on the outside of the vehicle is compared by the op amp  $OP_3$ . The output thereof is output to the transistor  $TR_1$ , and, by that transistor  $TR_1$  turning ON or OFF, the electromagnetic coil 13 provided in the solenoid valve 14 is turned ON or OFF.

By effecting a configuration such as described in the foregoing, when the load is light, the solenoid valves 14 provided independently in the compression chambers A and B, respectively, perform ON and OFF [operations] repeatedly, at time intervals according to the load, whereby the average coolant discharge volume can be regulated. When the load is heavy, on the other hand, all of the solenoid valves 14 will be ON, thus making it possible to use the maximum capacity of the compressor. Needless to say, moreover, the circuit diagrammed in Fig. 3 is provided independently in each of the solenoid valves 14 provided respectively in the passageways communicating to the intake ports 6.

In the embodiment of the present model, as per the foregoing, a circuit is indicated which is configured by a comparator wherein an op amp is used, but [the present model] is not limited thereto or thereby, and a microcomputer or the like may be used.

#### (Advantages of the Model)

In the present model, as described in the foregoing, a rotary compressor is configured such that slide vanes are provided in a rotor accommodated in the bore of a cylinder and such that a fluid to be compressed flows into the bore from an intake port while the slide vanes slide along the inner circumferential wall of the bore, comprising: an on-off valve for opening and closing the intake port provided in a passageway communicating to the intake port, drive means for driving the on-off valve and control means for controlling the time the on-off valve are opened or closed by the drive means. Thereby, a rotary compressor can be provided which exhibits good efficiency in delivering performance commensurate with load demand, wherewith problems that occur conventionally, such as excessive rises in the average coolant discharge pressure caused by unnecessary performance being delivered by the rotary compressor during high turning [speeds], rises in the discharge temperature, and increases in the power driving the rotary compressor, are resolved.

#### 4. Brief Description of the Drawings

Fig. 1 is a section of a rotary compressor of the present model, Fig. 2 is a detailed diagram of an on-off valve for a rotary compressor of the present model, Fig. 3 is a control circuit schematic for a solenoid valve of the present model, Fig. 4 is a section of a conventional rotary compressor, and Fig. 5 is a section at the II-II line in Fig. 4.

A, B ... compression chambers, 6 ... intake port, 7 ... discharge port, 14 ... solenoid valve.

Utility Model Registration Applicant    Nihon Radiator Co., Ltd.

Agent    Mikio Yata, Patent Attorney [Seal]

# 公開実用 昭和61-107989

② 日本国特許庁(JP)

④ 実用新案出願公開

③ 公開実用新案公報(U) 昭61-107989

⑤ Int. Cl. <sup>4</sup>	識別記号	庁内整理番号	⑥ 公開 昭和61年(1986)7月9日
F 04 C 18/344		J-8210-3H	
// F 04 C 29/08		A-8210-3H	
			審査請求 未請求 (全 頁)

⑦ 考案の名称 ロータリコンプレッサ

⑧ 実 願 昭59-192884

⑨ 出 願 昭59(1984)12月21日

⑩ 考 案 者 進 藤 輝 一 佐野市柴町8番地 日本ラヂエーター株式会社佐野工場内

⑪ 出 願 人 日本ラヂエーター株式 東京都中野区南台5丁目24番15号  
会社

⑫ 代 理 人 弁理士 八 田 幹 雄



明 細 書

1. 考案の名称

ロータリコンプレッサ

2. 実用新案登録請求の範囲

シリンダ(1)のボア内に収納したロータ(3)にスライドベーン(5)を設け、このスライドベーン(5)が前記ボア内周壁に沿って嚙動しつつ吸入ポート(6)からボア内に流入した被圧縮流体を加圧するようにしたロータリコンプレッサにおいて、前記吸入ポート(6)に連通する通路内に設けられた前記吸入ポート(6)の開閉をする開閉弁(12)と、当該開閉弁(12)を駆動する駆動手段(13)と、当該駆動手段(13)を介して前記開閉弁(12)の開閉時間を制御する制御手段とを設けたことを特徴とするロータリコンプレッサ。

3. 考案の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本考案は、ロータリコンプレッサの改良に関する。



(従来 of 技術)

ロータリコンプレッサとしては例えば実開昭 58-106, 579 号公報及び実開昭 58 151, 391 号公報に示される構造のものがあり、ロータリコンプレッサの一例を示すと第 4, 5 図に示す通りである。第 4, 5 図に示すように、シリンダ 1 内に図示しない駆動源により回転駆動されるシャフト 2 が取付けてり、このシャフト 2 と一体のロータ 3 に複数形成されたペーン溝 4 内に夫々ペーン 5 が摺動自在に收容されている。そして、シャフト 2 の回転に伴なって各ペーン 5 は、シリンダ 1 内の内周壁に沿って摺動し、前記シリンダ 1 内に形成される圧縮室 A 及び B にそれぞれ設けられた吸入ポート 6 から吸収された冷媒が圧縮室 A 及び B 内で圧縮され、吐出ポート 7 から圧縮されて外部に吐出されることになる。

又、第 4 図に示すように、コンプレッサ本体 10 はシリンダ 1 と、左右のサイドブロック 8, 9 とにより形成され、それぞれのサイドブロック 8, 9 には通油孔 11 が形成されており、コンプレッ



サ本体10を収容するケーシング20内の循環油Tが冷媒ガスの圧力によって、これらの通油孔11, 11aを通じて軸受部と共にベーン溝4内に矢印で示すように供給される。そして、この油の圧力によってベーン5の底面に圧力が供給され、ベーン5潤滑とともにベーン5の先端をシリンダ1の内周壁に圧接するようにしている。

(考案が解決しようとする問題点)

前記したようなロータリコンプレッサにおいては、吐出ポート7から吐出される冷媒の量は回転数に比例することになるので、特に自動車用空調装置のように冷房能力を所定以上に高くする必要のないものでは、高回転時には不必要な能力を出すことになり、前記冷媒の平均吐出圧力の上昇、吐出温度の上昇又は、前記ロータリコンプレッサの駆動動力の増加等が起こり、不必要に冷房能力が高くなったり、省エネルギーに反する虞れがあった。

本考案は、このような問題点に鑑みてなされたもので、前記ロータリコンプレッサの圧縮室A及

びBにそれぞれ設けられた吸入ポート6に通じる通路を前記通路内にそれぞれ設けた電磁弁により開閉可能な構造として、なおかつ前記電磁弁の開閉時間を任意に調整することにより冷媒の平均吐出容積を変化させ、負荷の要求に応じた能力を発揮するロータリコンプレッサを提供することを目的とする。

(問題点を解決するための手段)

かかる問題点を解決するために、本考案では、シリンダのボア内に収納したロータにスライドベーンを設け、このスライドベーンが前記ボア内周壁に沿って摺動しつつ吸入ポートからボア内に流入した被圧縮流体を加圧するようにしたロータリコンプレッサにおいて、前記吸入ポートに連通する通路内に設けられた前記吸入ポートの開閉をする開閉弁と、当該開閉弁を駆動する駆動手段と、当該駆動手段を介して前記開閉弁の開閉時間を制御する制御手段とを設けたことを特徴とする。

(実施例)

以下、本考案の一実施例を図面に基づいて詳細



に説明する。第1図は、本考案にかかるロータリコンプレッサの断面図、第2図は、本考案にかかるロータリコンプレッサの開閉弁の詳細図、第3図は、本考案にかかるロータリコンプレッサの電磁弁の制御回路図である。なお、第4図及び第5図に示す部材と共通する部材には同一符号を付し、その説明は省略する。

第1図に示すように、本考案では第5図に示された圧縮室A及びBにそれぞれ設けられた吸入ポート6に通じる通路内に、当該通路内を通る冷媒の遮断及び通過の制御をするスプール弁12と前記スプール弁12を駆動する電磁コイル13とで構成された電磁弁14がそれぞれ設けられている。また前記電磁弁14の拡大した構造が第2図に示されており、前記スプール弁12は電磁コイル13に通電されていない状態では、バネ15による弾発力で図中B方向に押され、前記通路は閉じた状態となっているが、前記電磁コイル13に通電されると前記電磁コイル13の電磁力により前記スプール弁12は図中A方向に引かれて前記通路



が開き、前記冷媒を前記吸入ポート6に導くことになる。次に第3図に示す前記電磁弁14の制御回路は、抵抗器 $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 、コンデンサ $C_1$ 、及びオペアンプ $OP_1$ で構成された基準電圧比較回路と、抵抗器 $R_4$ 、 $R_5$ 、 $R_7$ 、コンデンサ $C_2$ 及びオペアンプ $OP_2$ で構成されたタイマー回路とオペアンプ $OP_3$ 、トランジスタ $TR_1$ で構成された電磁弁駆動回路とで構成されている。

前記制御回路は、前記基準電圧比較回路で基準電圧が出力されると、前記タイマー回路内に設けられた抵抗器 $R_4$ 及びコンデンサ $C_2$ で形成される積分回路により、入力電圧値が積分されて、前記タイマー回路から出力され、その出力は前記電磁弁駆動回路に入力されてその入力電圧値と、車室内に設けられた車室内温度センサと車室外に設けられた外気温度センサとの電圧差 $V_3$ とが前記オペアンプ $OP_3$ で比較され、その出力が前記トランジスタ $TR_1$ に出力され前記トランジスタ $TR_1$ のON・OFFにより、前記電磁弁14に設けられた電磁コイル13がON・OFFされるよう



に作用する。

以上説明したように構成することにより、前記圧縮室A及びBにそれぞれ独立して設けた前記電磁弁14が軽負荷の場合には負荷に応じた時間間隔でON・OFFをくり返すことにより前記冷媒の平均吐出量を調節でき、また重負荷の場合には全ての電磁弁14がONとなるので、前記コンプレッサの容量を最大限に使用することができることになる。尚、第3図に示す回路は前記吸入ポート6に通じる通路内に設けられたそれぞれの電磁弁14にそれぞれ独立して設けられているのもちろんのことである。

以上のように本考案に係る実施例では、オペランプを使用したコンパレータにより構成された回路図を示したが、これに限定されるものではなくマイクロコンピュータ等を用いてもよい。

( 考案の効果 )

以上のように本考案では、シリンダのボア内に収納したロータにスライドベーンを設け、このスライドベーンが前記ボア内周壁に沿って揺動しつ



つ吸入ポートからボア内に流入した被圧縮流体を加圧するようにしたロータリコンプレッサにおいて、前記吸入ポートに連通する通路内に設けられた前記吸入ポートの開閉をする開閉弁と、当該開閉弁を駆動する駆動手段と、当該駆動手段を介して前記開閉弁の開閉時間を制御する制御手段とを設けたことにより、従来、ロータリコンプレッサが高回転時に不必要な能力を出すことによって起こる冷媒の平均吐出圧力の過上昇、吐出温度の上昇、及び前記ロータリコンプレッサの駆動動力の増加等の問題点が解決され、負荷の要求に応じた能力を発揮する効率のよいロータリコンプレッサを提供することができた。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本考案にかかるロータリコンプレッサの断面図、第2図は本考案にかかるロータリコンプレッサの開閉弁の計概図、第3図は本考案にかかる電磁弁の制御回路図、第4図は従来品のロータリコンプレッサの断面図、第5図は第4図のⅡⅡ線断面図である。

---

公開実用 昭和61-107989



A. B ... 圧縮室、 6 ... 吸入ポート、  
7 ... 吐出ポート、 14 ... 電磁弁。

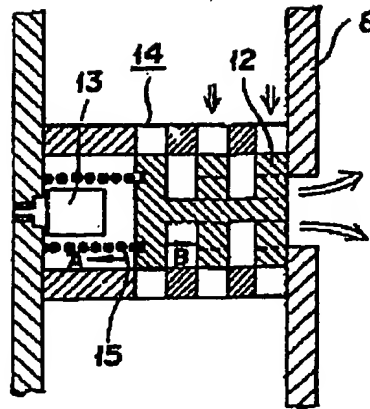
実用新案登録出願人 日本ラヂエーター株式会社

代理人 弁理士 八田 幹 雄

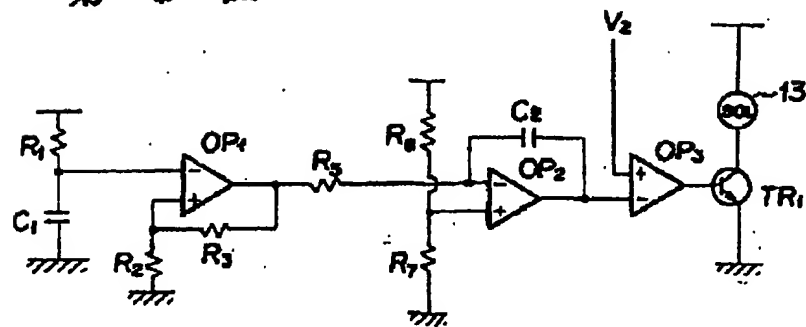




第 2 図

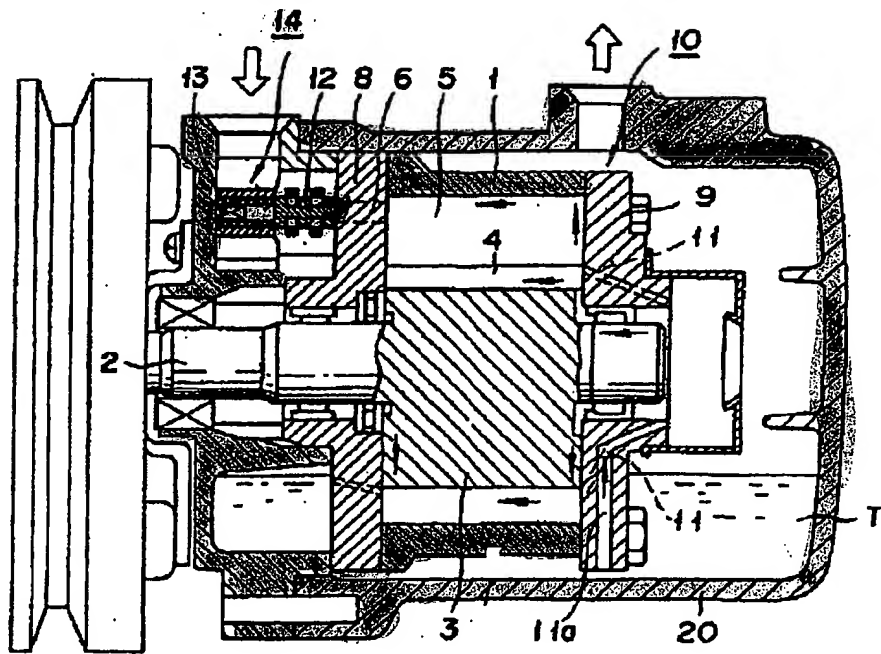


第 3 図



1014

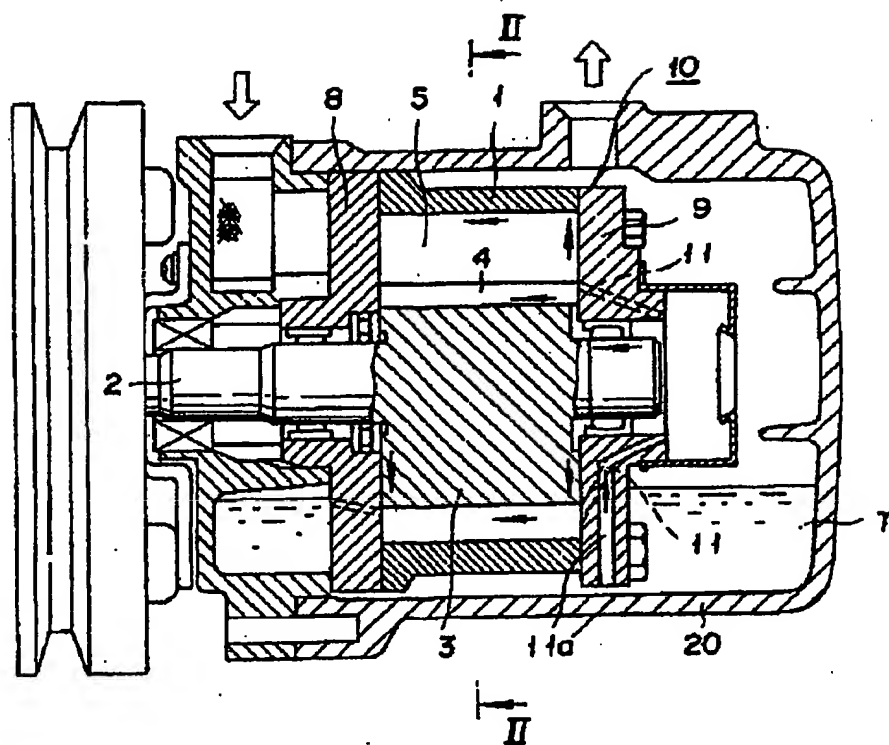
第 1 圖



1013

代理人 弁理士 八 田 壽 雄 107989

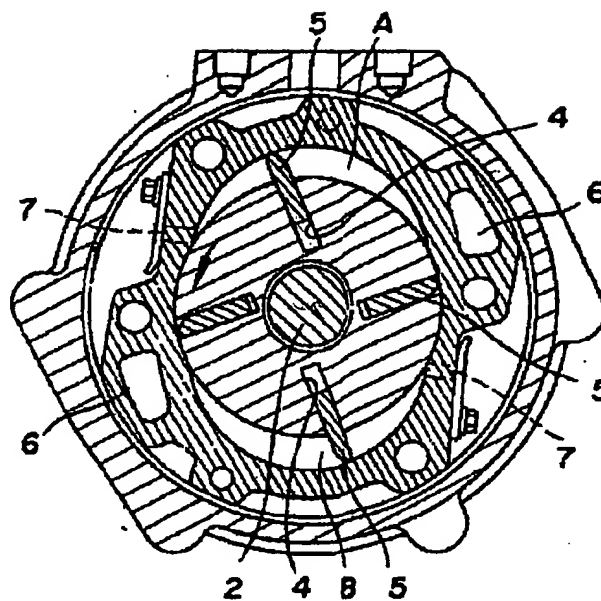
第 4 図



10157

代理人 弁理士 八 田 壽 雄 大 陸 商 社 167989

第 5 図



1016

代理人 和田 八 田 勝 雄 107989

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☒ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**